

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сургай Н.С., Виноградов В.В., Кияшко Ю.И. Методологические основы обеспечения надежности работы шахт // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск. - 2002. - Вып. 38. - С. 16-23.
2. Математические методы и модели в планировании и управлении горным производством / А.Г. Протосеня, С.А. Кулиш, Е.И. Азбель и др. – М.: Недра, 1985. - 288 с.
3. Гойцман Э.И. Моделирование производственных процессов на шахтах. - М.: Недра, 1977. - 192 с.
4. Штеле В.И. Имитационное моделирование развития подземных горных работ. – Новосибирск: Наука, 1984. - 177 с.
5. Стургул Д., Конюх В.Л. Компьютерная имитация горных работ // Горный вестник. – 1998. – № 1. – С. 77–81.
6. Конюх В.Л. Имитация горных работ на персональном компьютере // Уголь. - 2000. - № 9. - С. 33-35.
7. Зуев Б. Ю., Мустафин М. Г. Применение методов физического и имитационного (компьютерного) моделирования для решения задач управления геомеханическим состоянием массива при добыче метана из неразгруженных угольных пластов // Горный информационно-аналитический бюллетень. / М.: МГГУ. - 2002. - № 6.
8. Шевченко В.Г. Разработка и реализация имитационной модели технологических процессов добычи угля из тонких пологих пластов // Науковий вісник НГУ / Національний гірничий університет. - Дніпропетровськ. - 2003. - № 7. – с. 6-10.
9. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов / В.В. Налимов, Н.А. Чернова. - М.: Наука, 1965. - 340 с.
10. Кияшко И.А. Процессы подземных горных работ. - Киев: Вища школа, 1992. – 335 с.

УДК 622.232.54-59

Д-р техн. наук Л.М. Васильев,
гл. конструктор проекта В.Е. Антончик,
гл. технолог С.В. Демченко
(ИГТМ НАН Украины)

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ ТОРМОЖЕНИЕ КЛАПАНА ГИДРОУДАРНИКА ПОСЛЕ ОТРЫВА ОТ БОЙКА.

В даній статті розглядається можливість застосування гідравлічного гальмування клапану гідроударнику після відриву від бійка. Отримані результати та побудовані залежності швидкості руху та часу руху клапану від його пересування на шляху гальмування, а також залежність зміни тиску в порожнині гальмування від пересування клапану на шляху гальмування на прикладі розрахованого гідроударнику.

HYDRAULIC BRAKING OF THE HYDRAULIC HAMMER VALVE AFTER BRANCH IT FROM THE BRISK.

In this article the opportunity of hydraulic braking application of the valve hydraulic hammer after branching from the brisk is considered. The results are received and the dependences of movement speed and movement time of the valve from his moving on braking way too, and also the diagram of pressure change in a cavity of braking are constructed depending on moving the valve on braking ways on an example considered hydraulic hammer.

Для бурения скважин в крепких породах и породах средней крепости применяются погружные гидроударники, которые представляют собой забойные гидравлические машины ударно-вращательного действия. В них энергия потока промывочной жидкости преобразуется в энергию удара специальной детали (бойка), передаваемую породоразрушающему инструменту. Существуют три

вида гидроударников: прямого действия, обратного действия и двойного действия [1,2]. Во всех конструкциях гидроударников для разгона бойка используется клапан, который перекрывает каналы для прохода жидкости через боек и далее притоком жидкости под давлением разгоняется до необходимой скорости совместно с бойком. После достижения необходимой скорости (энергии), клапан отсекается (останавливается) от бойка, а боек оставшееся расстояние до удара по наковальне движется по инерции.

Одним из общих недостатков гидроударников является то, что при совместном движении бойка с клапаном, последний отсекается (останавливается) от бойка стенками корпуса гидроударника. В результате этого происходит удар по корпусу, что приводит к ускоренному износу клапана и, в целом всей конструкции. Для исключения возникающих ударных нагрузок, воспринимаемых корпусом гидроударника, а также для увеличения долговечности гидроударника, предлагается применить для отсечки клапана его гидравлическое торможение.

Рассмотрим гидравлическое торможение клапана на примере гидроударника, исходными данными которого являются: $Q = 0,83$ л/с – расход насоса; $m = 0,1$ кг – масса клапана; $d_1 = d_5 = 1,5 \cdot 10^{-2}$ м – диаметры головки и поршня клапана; $d_2 = 1 \cdot 10^{-2}$ м – диаметр штока клапана; $d_3 = 1,01 \cdot 10^{-2}$ м и $d_4 = 1,501 \cdot 10^{-2}$ м – диаметры кольцевых зазоров соответственно между гильзой и штоком клапана, а также между гильзой и поршнем клапана; $L = 1,5 \cdot 10^{-2}$ м – длина кольцевых зазоров в направлении движения жидкости; рабочая жидкость – вода.

Конструкция клапанного устройства показана на рис.1.

В начале рабочего хода гидроударника клапан движется с бойком до тех пор, пока поршень клапана не переместится в полость гильзы без отверстий. С этого момента начинается торможение клапана за счет сжатия (повышения давления) жидкости в этой замкнутой полости и вытеснение ее в кольцевые зазоры между гильзой и поршнем клапана, а также между гильзой и штоком клапана.

Скорость движения клапана в момент отрыва бойка

$$v_0 = \frac{Q}{S_1}, \text{ м/с,}$$

где $S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$, м² – площадь, на которую воздействует жидкость расходом Q .

Пользуясь законом изменения кинетической энергии систем и пренебрегая силами трения, запишем уравнение движения клапана после отрыва бойка

$$\frac{m \cdot v_0^2}{2} - \frac{m \cdot v^2}{2} = A \cdot \int P_1(x), \quad (1)$$

где v – скорость перемещения клапана для любого промежуточного положения

x , отсчитываемого от начала торможения; P_1 , Н/м² – давление жидкости в полости торможения; $A = \frac{\pi \cdot (d_5^2 - d_2^2)}{4}$, м² – площадь поршня клапана, на которую воздействует давление жидкости P_1 .

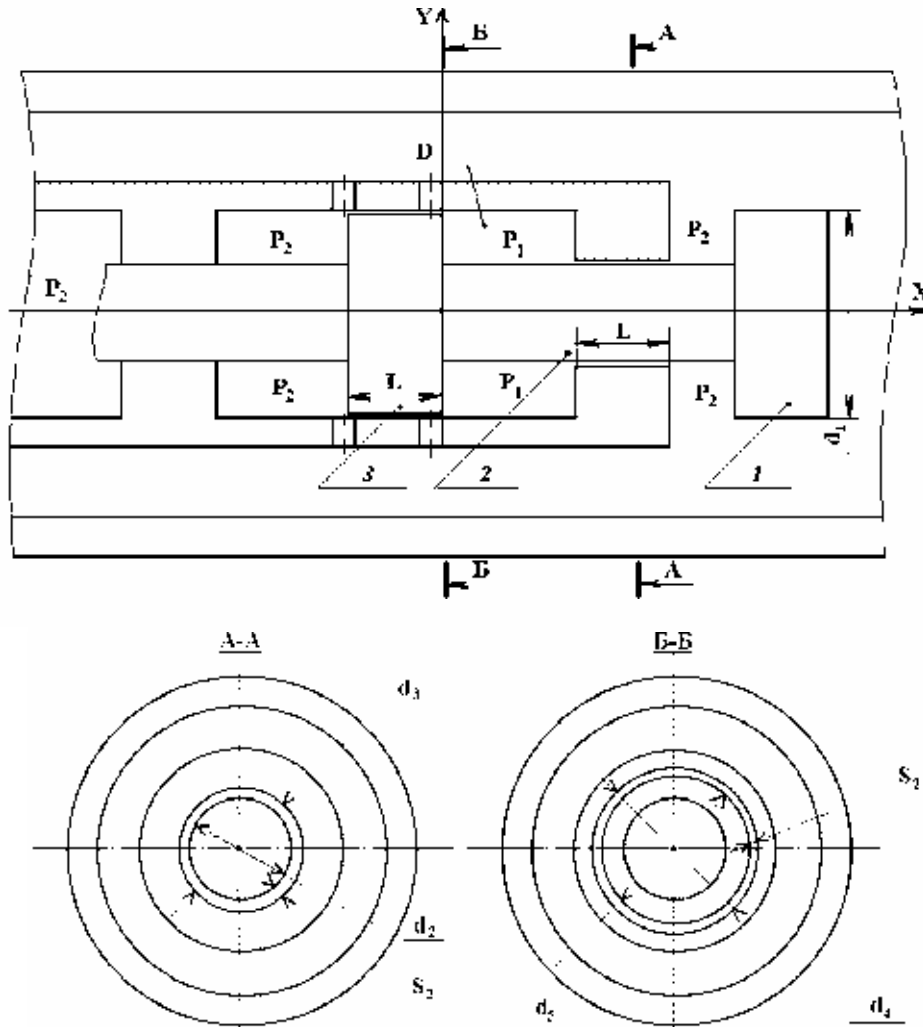


Рис.1 – Клапанное устройство гидроударника: 1 – головка клапана; 2 – шток клапана; 3 – гильза; 4 – поршень клапана; 5 – корпус гидроударника; D – полость торможения клапана

При движении клапана жидкость из полости торможения будет вытесняться через радиальные зазоры между стенками гильзы и поршня клапана, а также между стенками гильзы и штока клапана. Скорость движения жидкости в этих кольцевых зазорах длиной L будет зависеть от перепада давлений в полости торможения и объема снаружи гильзы. Так как на тыльную сторону штока клапана и гильзы действует то же давление P_2 , что и на фронтальную, считаем, что давление в противоположной полости $P_2=0$. Тогда перепад давления

$$\Delta P = \int P_1(x)dx - P_2 = \int P_1(x)dx - 0 = \int P_1(x)dx, \text{ Н/м}^2, \quad (2)$$

Скорость u течения жидкости во встречающихся ей на пути кольцевых зазорах, имеющих длину L в направлении движения жидкости, составит

$$u = \frac{\Delta P \cdot S_2^2}{12 \cdot \mu \cdot L}, \text{ м/с}, \quad (3)$$

где $S_2=0,05 \cdot 10^{-3}$ м – величина зазора между гильзой и поршнем клапана, а также между гильзой и штоком клапана; $\mu = 2 \cdot 10^{-3}$ Н·с/м² – динамическая вязкость воды при температуре 20°C [3].

Пользуясь уравнением неразрывности потока жидкости $v \cdot A = u \cdot f$, выразим $u = \frac{v \cdot A}{f}$, подставим в равенство (3) и найдем $\Delta P = \frac{12 \cdot \mu \cdot L \cdot A}{f \cdot S_2^2} \cdot v$. Тогда из равенства (2) имеем

$$\Delta P = \int P_1(x) dx = \int \frac{12 \cdot \mu \cdot L \cdot A}{f \cdot S_2^2} \cdot v(x) dx, \text{ Н/м}^2, \quad (4)$$

где $f=f_1+f_2$, м² – суммарная площадь кольцевых зазоров;

где $f_1 = \frac{\pi \cdot (d_3^2 - d_2^2)}{4}$, м² и $f_2 = \frac{\pi \cdot (d_4^2 - d_5^2)}{4}$, м² – площади кольцевых зазоров соответственно между гильзой и штоком клапана, а также между гильзой и поршнем клапана.

Подставив выражение (4) в (1), получим

$$\frac{m \cdot v_0^2}{2} - \frac{m \cdot v^2}{2} = A \cdot \int \frac{12 \cdot \mu \cdot L \cdot A}{f \cdot S_2^2} \cdot v(x) dx. \quad (5)$$

Продифференцировав равенство (5) по переменной x и разделив переменные, получим

$$dv = -\frac{12 \cdot \mu \cdot L \cdot A^2}{f \cdot S_2^2 \cdot m} dx. \quad (6)$$

Для простоты преобразований обозначим $K = \frac{12 \cdot \mu \cdot L \cdot A^2}{f \cdot S_2^2 \cdot m}$. Проинтегрировав равенство (6), получим

$$v = -K \cdot x + C_1, \text{ м/с}. \quad (7)$$

При начальных условиях $x=0$ и $v=v_0=4,7$ получим, что $C_1 = 4,7$.

Зависимость скорости перемещения клапана v на пути его торможения x , представлен на рис.2.

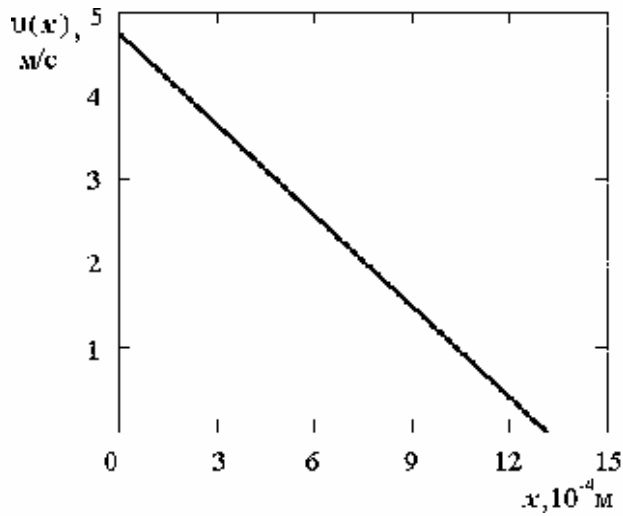


Рис.2 - Зависимость скорости клапана от его перемещения на пути торможения

Кроме этого, необходимо выяснить, за какое время произойдет полное торможение клапана. Перемещение связано со скоростью v зависимостью $dx = v \cdot dt$, следовательно

$$dt = \frac{dx}{v}. \quad (8)$$

Подставив в равенство (8) значение v из равенства (7), получим

$$dt = \frac{dx}{-K \cdot x + C_1}. \quad (9)$$

После интегрирования (9)

$$t = -\frac{\ln(-K \cdot x + C_1)}{K} + C_2, \text{ с.}$$

При начальных условиях $t=0$ и $x=0$ получим, что $C_2 = \frac{\ln(C_1)}{K}$.

Зависимость времени торможения t клапана от его перемещения на пути торможения x представлена на рис.3.

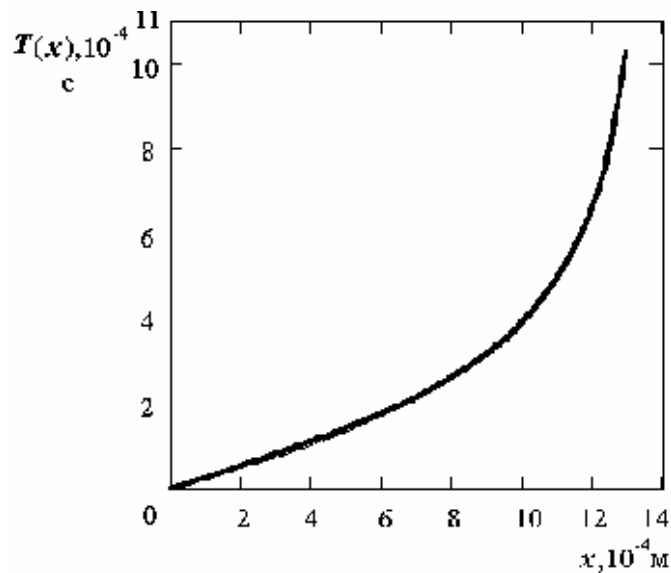


Рис.3 - Зависимость времени торможения клапана от его перемещения на пути торможения

Проверим, как изменяется давление P_1 в полости торможения на пути торможения x клапана. Для этого, подставив вместо скорости движения клапана на пути торможения v ее функцию из (7) $v = -K \cdot x + C_1$ в равенство (1) и продифференцировав по переменной x , получим $-m \cdot (-K \cdot x + C_1) \cdot (-K) = A \cdot P_1(x)$, из чего имеем

$$P_1(x) = \frac{K \cdot x}{A} \cdot (C_1 - K \cdot x), \text{ Н/м}^2.$$

Зависимость изменения давления P_1 в полости торможения от перемещения клапана на пути торможения x представлена на рис.4

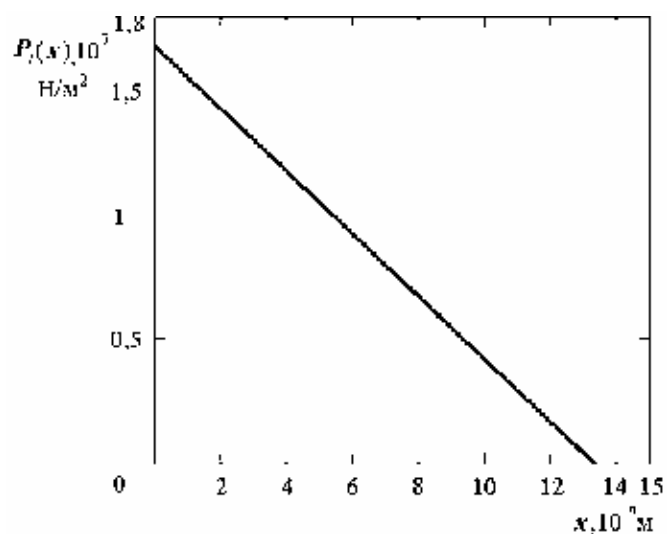


Рис.4 - Зависимость изменения давления в полости торможения от перемещения клапана на пути торможения

Таким образом, из расчетов для данных рассматриваемого примера видно, что остановка клапана произойдет через $\approx 0,001$ с после вхождения поршня клапана в полость торможения, а до момента остановки клапан пройдет в этой полости $\approx 1,3$ мм. Полученные значения пути и времени торможения не могут существенно повлиять на цикличность работы гидроударника, ввиду их незначительности по сравнению с ходом бойка существующих конструкций равным 20 мм. Напряжения, возникающие в материале стенок гильзы от возрастающего давления в полости торможения при торможении клапана, значительно меньше допускаемых напряжений для данного материала гильзы (сталь) при указанных его размерах.

Анализируя полученные результаты, можно сделать вывод о том, что предлагаемое гидравлическое торможение клапана гидроударника имеет следующие преимущества по сравнению с существующими конструкциями торможения клапана:

1. Исключен ударный контакт клапана с корпусом гидроударника, как в существующих конструкциях, что улучшает работу гидроударника и увеличивает его рабочий ресурс.

2. Упрощена конструкция клапанного устройства (по сравнению с пружинными клапанными устройствами существующих конструкций), повышена надежность работы, и ресурс рабочего времени клапана.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Эпштейн Е.Ф., Ясов В.Г. Бурение скважин гидроударниками. - М: Недра, 1967. - 168с.
2. Ясов В.Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударных буровых машин. - М: Недра, 1977. - 153с.
3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика/Справочное пособие. - М: Машгиз, 1963. - 696с.
4. Волков А.С. Буровой геологоразведочный инструмент. - М: Недра, 1979. - 287с.
5. Ясов В.Г. Погружные гидравлические буровые машины. - Львов: Вища школа, 1982. - 86 с.